

# BUNDESREPUBLIK DEUTSCHLAND

## PRIORITY DOCUMENT

SUBMITTED OR TRANSMITTED IN  
COMPLIANCE WITH RULE 17.1(a) OR (b)



### Prioritätsbescheinigung über die Einreichung einer Patentanmeldung

**Aktenzeichen:**

103 58 727.6

RECEIVED

22 NOV 2004

**Anmeldetag:**

15. Dezember 2003

WIPO PCT

**Anmelder/Inhaber:**

Brueninghaus Hydromatik GmbH,  
89275 Elchingen/DE

**Bezeichnung:**

Summenleistungsregelvorrichtung

**IPC:**

F 04 B 49/00

Die angehefteten Stücke sind eine richtige und genaue Wiedergabe der ursprünglichen Unterlagen dieser Patentanmeldung.

München, den 28. Oktober 2004  
**Deutsches Patent- und Markenamt**  
**Der Präsident**  
 Im Auftrag

Schäfer

## Summenleistungsregelvorrichtung

Die Erfindung betrifft eine Summenleistungsregelvorrichtung für zwei Pumpen.

5

Bei der Konzeption von hydraulischen Anlagen ist es häufig vorteilhaft, eine einzige primäre Antriebsquelle zum Antreiben von mehreren, in getrennte Kreise fördernden Hydropumpen vorzusehen. Eine Schwierigkeit dabei ist es,

10 die Leistung der primären Antriebsquelle möglichst effizient auszunutzen. Um eine gute Ausnutzung der verfügbaren Antriebsleistung zu erreichen, werden die Leistungsregelungen beider Hydropumpen gekoppelt, indem der Leistungsregelung der einen Hydropumpe Informationen 15 über die von der anderen Hydropumpe aufgenommene Leistung in Form eines Drucks zugeführt werden.

So ist es aus der EP 0 561 153 B1 bekannt, für eine erste und eine zweite Pumpe jeweils eine Leistungsregelvorrichtung vorzusehen, bei der ein sogenannter Hyperbelregler verwendet wird. Durch die Verwendung eines solchen Hyperbelreglers wird die Leistungshyperbel nachgebildet. Hierzu wird ein Umlenkhebel verwendet, an dessen einem Schenkel der von der Hydropumpe in der

25 förderseitigen Arbeitsleitung erzeugte Druck angreift, wobei der Angriffspunkt dieser dem Druck proportionalen Kraft abhängig von dem eingestellten Fördervolumen der Hydropumpe ist.

30 Der zweite Schenkel des Umlenkhebels wirkt auf ein Leistungsregelventil, durch welches ein Stelldruck eingestellt wird, der auf einen mit einem Verstellmechanismus der Pumpe verbundenen Stellkolben 35 wirkt. Um nun die Leistung, die durch die Hydropumpe aufgenommen werden kann, zu begrenzen und damit für die andere Pumpe verfügbar zu machen, wird eine Gegenkraft auf den ersten Schenkel des Umlenkhebels erzeugt, die von dem Arbeitsdruck der zweiten Hydropumpe abhängt.

Die Gegenkraft nimmt dabei mit zunehmendem Druck, der von der zweiten Hydropumpe erzeugt wird, ab. Zum Erzeugen einer solchen Gegenkraft wird ein Zylinder verwendet, in dem ein Kolben angeordnet ist, der von einer einstellbaren Feder in Richtung des ersten Schenkels des Umlenkhebels beaufschlagt wird. Der in dem Zylinder geführte Kolben weist eine Kolbenfläche auf, die von dem Arbeitsdruck der zweiten Hydropumpe beaufschlagt wird. Die mit dem Arbeitsdruck zunehmende hydraulische Kraft wirkt entgegen der Kraft der einstellbaren Feder und die auf den Schenkel des Umlenkhebels wirkende Gegenkraft wird reduziert.

Die zweite Hydropumpe ist vollkommen identisch zu der zuvor beschriebenen ersten Hydropumpe aufgebaut, wobei ebenfalls ein Zylinder vorgesehen ist, in dem ein Kolben zum Einstellen der auf den Umlenkhebel der zweiten Hydropumpe wirkenden Gegenkraft angeordnet ist. Entsprechend der ersten Hydropumpe ist zum Erzeugen der Gegenkraft für die zweite Hydropumpe die Kolbenfläche des Kolbens nun mit dem Arbeitsdruck der ersten Hydropumpe beaufschlagt.

Die beschriebene Regelvorrichtung zum Regeln der Summenleistung hat den Nachteil, dass für beide Hydropumpen jeweils ein Zylinder mit einem darin angeordneten Kolben vorgesehen werden muss, der noch dazu auf den Umlenkhebel einwirkt. Um eine symmetrische Einstellung zu erreichen, muss dabei die jeweils den Kolben beaufschlagende Druckfeder präzise eingestellt werden.

Weiterhin ist es mit einem erheblichen Aufwand verbunden, eine Umrüstung einer Summenleistungsregelung auf eine separate Leistungsregelung oder umgekehrt durchzuführen.

Ein weiterer Nachteil ist der Platzbedarf, den der Zylinder zum Erzeugen der Gegenkraft benötigt. Dies widerspricht insbesondere dem Bestreben, ein möglichst einfaches und kompaktes System zu schaffen, indem eine

primäre Antriebsquelle zum Antreiben von zwei Hydropumpen vorgesehen ist.

Der Erfindung liegt daher die Aufgabe zugrunde, eine  
5 Summenleistungsregelvorrichtung zu schaffen, welche die jeweils von der anderen Pumpe aufgenommene Leistung bei der Leistungsregelung berücksichtigt, ohne zusätzliche Bauteile gegenüber einer getrennten Leistungsregelung zu erfordern.

10 Die Aufgabe wird durch eine erfindungsgemäße Summenleistungsregelvorrichtung mit den Merkmalen des Anspruchs 1 gelöst.

15 Bei der erfindungsgemäßen Summenleistungsregelvorrichtung ist das Fördervolumen zwei Pumpen separat einstellbar. Das Fördervolumen wird durch jeweils eine mit einer der Pumpen verbundenen Verstellvorrichtung verändert und stellt damit den in jeweils einer Arbeitsleitung geförderten Volumenstrom ein. Zum Betätigen der Verstellvorrichtung wirkt in der Verstellvorrichtung ein Stelldruck, der durch ein Summenleistungsregelventil einstellbar ist. Dabei ist jeder Verstellvorrichtung ein Summenleistungsregelventil zugeordnet, in dem jeweils eine Messfläche angeordnet ist,  
20 die mit dem von der jeweils anderen Pumpe in der mit ihr verbundenen Arbeitsleitung geförderten Arbeitsdruck beaufschlagt wird. Über diese Messfläche des Summenleistungsregelventils, das zum Einstellen des Fördervolumens einer Pumpe vorgesehen ist, wird damit beim  
25 Einstellen des Stelldrucks der von der anderen Pumpe erzeugte Arbeitsdruck berücksichtigt. Damit wird der Arbeitsdruck der anderen Pumpe als Maß für die von der zweiten Pumpe aufgenommene Leistung verwendet.

30 Durch die in den Unteransprüchen aufgeführten Maßnahmen werden vorteilhafte Weiterbildungen der erfindungsgemäßen Summenleistungsregelvorrichtung ausgeführt.

Insbesondere ist es vorteilhaft, dass die Summenleistungsregelventile der Hydropumpen als Ventilpatronen ausgeführt sind. Damit ist ein einfacher Umbau von einer Pumpe mit einem gewöhnlichen Leistungsregelventil auf eine 5 Summenleistungsregelung möglich, indem die unterschiedlichen Ventilpatronen gegeneinander ausgetauscht werden.

Gemäß einer weiteren bevorzugten Ausführungsform ist die Messfläche an dem Ventilkolben der Ventilpatrone als 10 Ringfläche ausgeführt. Die Ausführung der Messfläche als Ringfläche ermöglicht es, die frei bleibende Stirnfläche des Ventilkolbens zur weiteren Krafteinleitung zu verwenden, beispielsweise durch einen Umlenkhebel bei einem Hyperbelregler.

15 Ein weiterer Vorteil besteht darin, dass die Messfläche in axialer Richtung zwischen zwei drucklosen Bereichen angeordnet ist. Damit lässt sich der geringe, jedoch unvermeidbare Leckagestrom, der beim Beaufschlagen der 20 Ringfläche mit dem Arbeitsdruck der anderen Hydropumpe entsteht, in einfacher Weise abführen. Dies wird vorzugsweise dadurch erreicht, dass benachbart zu dem Raum, in dem die Ringfläche angeordnet ist, ein mit einem Tankanschluss verbundenes Volumen vorgesehen ist.

25 Vorzugsweise ist auf der anderen Seite benachbart zu dem Raum, in dem die Ringfläche angeordnet ist, ein Federraum vorgesehen, dessen Volumen ebenfalls mit dem Tankvolumen verbunden ist. In diesem Federraum ist mindestens eine 30 Druckfeder angeordnet, die den Ventilkolben mit einer Kraft axial beaufschlägt, entgegen der der Ventilkolben sowohl durch den Arbeitsdruck der anderen Hydropumpe als auch durch die der Leistung der einzustellenden Hydropumpe proportionale Kraft beaufschlägt wird. Die der Leistung 35 proportionale Kraft wirkt hierzu auf das von dem Federraum abgewandte Ende des Ventilkolbens.

Ein bevorzugtes Ausführungsbeispiel der erfindungsgemäßen Summenleistungsregelvorrichtung ist in der Zeichnung

dargestellt und wird anhand der nachfolgenden Beschreibung näher erläutert. Es zeigen:

Fig. 1 einen hydraulischen Schaltplan einer erfindungsgemäßen Summenleistungsregelvorrichtung; und

Fig. 2 eine Schnittdarstellung einer Ventilpatrone eines Summenleistungsregelventils der erfindungsgemäßen Summenleistungsregelvorrichtung.

In der Fig. 1 ist die erfindungsgemäße Summenleistungsregelvorrichtung für eine erste Hydropumpeneinheit 1 und eine zweite Hydropumpeneinheit 41 gezeigt, die im unteren Bereich der Fig. 1 dargestellt ist. Die erste Hydropumpeneinheit 1 und die zweite Hydropumpeneinheit 41 sind hinsichtlich ihres Aufbaus vergleichbar, weswegen die ausführliche Beschreibung der einzelnen Elemente und ihre Funktion lediglich anhand der ersten Hydropumpeneinheit 1 erfolgt.

Die erste Hydropumpeneinheit 1 weist eine Pumpe 2 auf, die über eine Antriebswelle 3 von einer nicht dargestellten primären Antriebsmaschine angetrieben wird. Solch eine Antriebsmaschine kann zum Beispiel ein Dieselmotor oder auch ein Elektromotor sein. Die Pumpe 2 ist zum Fördern in einen ersten hydraulischen Kreislauf vorgesehen und saugt hierzu über eine Saugleitung 4 Druckmittel an und fördert es in eine Arbeitsleitung 5. Die im dargestellten Ausführungsbeispiel vorgesehene Pumpe 2 ist dabei lediglich zum Fördern in nur eine Richtung ausgelegt, da es sich im Ausführungsbeispiel um einen offenen Kreislauf handelt. Die Erfindung kann jedoch auch bei geschlossenen Kreisläufen zum Einsatz kommen.

Zum Einstellen des in die Arbeitsleitung 5 geförderten Volumens ist die Pumpe 2 in ihrem Fördervolumen einstellbar. Das Einstellen erfolgt durch eine Verstellvorrichtung 6. Die Verstellvorrichtung 6 umfasst einen Zylinder 7, in dem längsverschieblich ein

Stellkolben 8 angeordnet ist. Dieser Stellkolben 8 ist mit der Pumpe 2 zum Einstellen ihres Fördervolumens über ein Gestänge 9 verbunden.

5 Der Stellkolben 8 weist eine erste Kolbenfläche 8' und eine zweite Kolbenfläche 8'' auf, die entgegengesetzt zueinander orientiert sind und die in einer Arbeitsdruckkammer 10 bzw. einer Stelldruckkammer 12 mit einer Kraft beaufschlagt werden können. Die erste  
10 Kolbenfläche 8' ist kleiner als die zweite Kolbenfläche 8'', wobei die auf die erste Kolbenfläche 8' wirkende hydraulische Kraft durch eine Feder 11 unterstützt wird, die den Stellkolben 8 in Richtung der Stelldruckkammer 12 mit einer Kraft beaufschlagt. Eine Verschiebung des  
15 Stellkolbens 8 in Richtung der Stelldruckkammer 12 bewirkt dabei eine Verstellung der Pumpe 2 in Richtung ihres maximalen Fördervolumens. Beim Anlaufen der Pumpe 2 sind die Arbeitsdruckkammer 10 und die Stelldruckkammer 12 drucklos, so dass durch die Feder 11 der Stellkolben 8 in  
20 seine in der Fig. 1 rechte Endposition gebracht wird und damit die Pumpe 2 auf maximales Fördervolumen gestellt ist.

25 Wird dagegen durch die Pumpe 2 das Druckmittel in die Arbeitsleitung 5 gefördert, so herrscht in der Arbeitsdruckkammer 10 eben dieser in der Arbeitsleitung 5 erzeugte Druck. Hierzu ist die Arbeitsleitung 5 über eine Arbeitsdruckzuleitung 13 und einen davon abzweigenden ersten Abzweig 14 mit der Arbeitsdruckkammer 10 verbunden.  
30 In der Arbeitsdruckkammer 10 wirkt damit zusätzlich zu der Kraft der Feder 11 auf den Stellkolben 8 immer ein Druck, der proportional zu dem in der Arbeitsleitung 5 herrschenden Arbeitsdruck ist. Dieser Arbeitsdruck wirkt dabei auf die erste Kolbenfläche 8' des Stellkolbens 8 und beaufschlagt ihn damit gemeinsam mit der Kraft der Feder 11 so, dass die Pumpe 2 in Richtung ihres maximalen Fördervolumens verstellt wird.

Zum Begrenzen dieser Stellbewegung wird in der Stelldruckkammer 12 ein definierter Stelldruck eingestellt. Wird damit ein Gleichgewicht zwischen den in der Arbeitsdruckkammer 10 und in der Stelldruckkammer 12 auf den Stellkolben 8 wirkenden Kräfte eingestellt, so erfolgt keine weitere Verstellung des Fördervolumens der Pumpe 2. Zum Einstellen des Stelldrucks in der Stelldruckkammer 12 ist die Stelldruckkammer 12 über einen Stelldruckkanal 15, ein Druckregelventil 16 und einen Verbindungskanal 17 mit einem Summenleistungsregelventil 18 verbunden. Der Verbindungskanal 17 verbindet das Summenleistungsregelventil 18 mit dem Druckregelventil 16, welches in seiner Ruheposition eine ungedrosselte Verbindung zwischen dem Verbindungskanal 17 und der Stelldruckleitung 15 darstellt.

Das Summenleistungsregelventil 18 ist ein 3/2-Wegeventil, welches eingangsseitig mit einem Anschlusskanal 20 und einem Tankkanal 21 verbunden ist. Der Anschlusskanal 20 führt dem Summenleistungsregelventil 18 den in der Arbeitsleitung 5 herrschenden Arbeitsdruck zu. Hierzu ist der Anschlusskanal 20 mit einem zweiten Abzweig 19 verbunden, der wiederum mit der ersten Arbeitsdruckzuleitung 13 verbunden ist.

Die Position des Summenleistungsregelventils 18 wird durch eine einstellbare Druckfeder 22 und die der einstellbaren Druckfeder 22 entgegenwirkenden Kräfte auf einen Stößel 23 sowie eine Messfläche 24 bestimmt. Dabei wirkt auf die Messfläche 24 der in der Arbeitsleitung der zweiten Hydropumpeneinheit 41 erzeugte Druck und erzeugt eine hydraulische Kraft. Auf den Stößel 23 wirkt dagegen über einen Umlenkhebel 25 der drehbar um einen Drehpunkt 26 gelagert ist, eine Kraft, die proportional zu der aufgenommenen Leistung der Pumpe 2 ist.

In seiner Ruheposition, also dann, wenn die zweite Hydropumpeneinheit 41 keinen Arbeitsdruck erzeugt und auch die erste Hydropumpeneinheit 1 keine Leistung aufnimmt,

wird das Summenleistungsregelventil 18 von der einstellbaren Druckfeder 22 in seiner in der Fig. 1 dargestellten ersten Endposition gehalten. In der ersten Endposition des Summenleistungsregelventils 18 wird der  
5 Verbindungskanal 17 über den Tankkanal 21 mit einem Tankvolumen 27 verbunden. Damit wird durch das Summenleistungsregelventil 18 die Stelldruckkammer 12 über den Stelldruckkanal 15, das durchgeschaltete Druckregel-  
10 ventil 16 und den Verbindungskanal 17 und schließlich über den Tankkanal 21 in das Tankvolumen 27 entspannt. Der sinkende Stelldruck in der Stelldruckkammer 12 hat aufgrund des zunächst in der Arbeitsdruckkammer 10 herrschenden unveränderten Drucks eine Bewegung des Stellkolbens 8 in der Fig. 1 nach rechts zur Folge. Damit  
15 wird über das Gestänge 9 die Pumpe 2 in Richtung größeren Fördervolumens verstellt.

Während des Betriebs der ersten Hydromotoreinheit 1 hat eine solche Verstellung des Stellkolbens 8 zur Folge, dass  
20 der Angriffspunkt eines Kolbens 28 an einem ersten Schenkel 30 des Umlenkhebels 25 verschoben wird. Dabei bewirkt eine Verstellung des Fördervolumens der Pumpe 2 eine Verschiebung des Angriffspunkt des Kolbens 28 so, dass der Abstand zwischen dem Angriffspunkt und dem  
25 Drehpunkt 26 vergrößert wird. Der Kolben 28 ist über einen inneren Kanal 29, der in dem Stellkolben 8 ausgebildet ist, mit der Arbeitsdruckkammer 10 verbunden. Damit drückt der Kolben 28 auf den ersten Schenkel 30 des Umlenkhebels 25, wobei durch den von dem eingestellten Fördervolumen  
30 abhängigen Abstand zwischen dem Drehpunkt 26 und dem Angriffspunkt dieser dem Arbeitsdruck proportionalen Kraft an dem Umlenkhebel 25 ein Drehmoment erzeugt wird, welches proportional zu der aufgenommenen Leistung der Pumpe 2 ist.

35

Auf den Stoßel 23 wirkt damit entgegen der Kraft der einstellbaren Druckfeder 22 eine Kraft, die proportional zu der von der Pumpe 2 aufgenommenen Leistung ist. Vergrößert sich diese Kraft z. B. infolge einer

Druckerhöhung in der Arbeitsleitung 5, so ergibt sich eine Verstellung des Summenleistungsregelventils 18 in Richtung seiner zweiten Endposition, in der der Anschlusskanal 20 mit dem Verbindungskanal 17 verbunden ist. Das bedeutet,

5 dass mit zunehmender Verbindung des Anschlusskanals 20 mit dem Verbindungskanal 17 die Stelldruckkammer 12 zum Erhöhen des Stelldrucks zunehmend mit dem Druck der Arbeitsleitung 5 bedrückt wird.

10 Aufgrund dieses zunehmenden Stelldrucks in der Stelldruckkammer 12 wird entgegen dem in der Arbeitsdruckkammer 10 herrschenden Arbeitsdruck und der Kraft der Feder 11 der Stellkolben 8 in der Fig. 1 nach links verschoben, also die Pumpe 2 in Richtung kleineren 15 Fördervolumens verstellt. Gleichzeitig mit dieser Verstellung der Pumpe 2 in Richtung kleineren Fördervolumens wird auch der Abstand zwischen dem Angriffspunkt des Kolbens 28 und dem Drehpunkt 26 verringert, so dass die auf den Stößel 23 wirkende Kraft reduziert wird. Die 20 Verstellung erfolgt dabei so weit, bis zum Beispiel ein erhöhter Druck in der Arbeitsleitung 5 durch eine entsprechende Verringerung des Fördervolumens der Pumpe 2 so kompensiert ist, dass die aufgenommene Leistung der Pumpe 2 konstant bleibt.

25 Die Einstellung des Fördervolumens der Pumpe 2 folgt dem hyperbolischen Verlauf der Leistungskennlinie. In Richtung größerer Arbeitsdrücke nähert sich diese Kennlinie asymptotisch einem entsprechenden minimalen Fördervolumen. 30 Dies ist allerdings mit einem starken Druckanstieg verbunden. Um diesen zu verhindern, und damit sicherzustellen, dass in dem Leitungssystem ein zulässiger Höchstdruck nicht überschritten wird, wird durch das Druckregelventil 16 oberhalb dieses maximalen Höchstdrucks 35 die Stelldruckkammer 12 bedrückt und damit die Pumpe 2 in Richtung kleineren Fördervolumens verstellt. In diesem Fall wird die Leistungsregelung durch das Druckregelventil 16 übersteuert.

Wie es bereits ausgeführt wurde, ist im Normalfall und damit in der Ruheposition des Druckregelventils 16 der Verbindungskanal 17 mit dem Stelldruckkanal 15 ungedrosselt verbunden. Das Druckbegrenzungsventil 16 wird 5 durch eine weitere einstellbare Druckfeder 32 in dieser Position gehalten. Um das Druckregelventil 16 in seine zweite Endposition zu bringen, in der der zweite Abzweig 19 mit dem Stelldruckkanal 15 verbunden ist, wird eine Förderdruckmessfläche 33 mit dem in der Arbeitsleitung 5 herrschenden Druck beaufschlagt. Die Förderdruckmessfläche 10 33 ist dabei so orientiert, dass die auf das Druckregelventil 16 bzw. dessen Ventilkolben wirkende hydraulische Kraft entgegen der Kraft der weiteren einstellbaren Druckfeder 32 gerichtet ist.

15

Bei Überschreiten einer gewissen Druckgrenze durch den Druck in der Arbeitsleitung 5 wird damit entgegen der Kraft der einstellbaren Druckfeder 32, die folglich diese Druckgrenze bestimmt, das Druckregelventil 16 in Richtung 20 seiner zweiten Endposition verstellt und die Stelldruckkammer 12 mit dem in der Arbeitsleitung 5 herrschenden Arbeitsdruck bedrückt. Infolgedessen wird der Stellkolben 8 in der Fig. 1 nach links verschoben und die Pumpe 2 in Richtung kleineren Fördervolumens verstellt. 25 Zum Verbinden der Förderdruckmessfläche 33 mit dem zweiten Abzweig 19 ist ein Messkanal 34 vorgesehen, in dem eine Drossel 35 angeordnet ist.

Ferner ist eine gedrosselte Verbindung 38 vorgesehen, die 30 den Verbindungskanal 17 unter Umgehung des Druckregelventils 16 mit dem Stelldruckkanal 15 verbindet. Um den jeweils eingestellten Stelldruck überwachen zu können, ist vorzugsweise die gedrosselte Verbindung 38 nach außen aus dem Gehäuse der ersten Hydropumpeneinheit 1 herausgeführt 35 und kann an einem Messanschluss 39 abgegriffen werden.

Wird neben dieser ersten Hydropumpeneinheit 1 durch dieselbe primäre Antriebsmaschine eine weitere Hydropumpeneinheit 41 angetrieben, so muss bei der Einstellung

der Leistung der ersten Hydropumpeneinheit 1 die durch die zweite Hydropumpeneinheit 41 aufgenommene Leistung berücksichtigt werden. Dies geschieht über die Messfläche 24, die an dem Summenleistungsregelventil 18 ausgebildet 5 ist. Die Messfläche 24 wird durch einen Druck beaufschlagt und erzeugt damit eine hydraulische Kraft, die gleichsinnig mit der auf den Stößel 23 wirkenden Kraft entgegen der Kraft der einstellbaren Druckfeder 22 wirkt.

10 Um der Messfläche 24 eine Größe zuzuführen, die die von der zweiten Hydropumpeneinheit 41 aufgenommene Leistung charakterisiert, ist die Messfläche 24 über eine erste Verbindungsleitung 36 mit der zweiten Hydropumpeneinheit 41 verbunden. Die sich entsprechenden Elemente der zweiten 15 Hydropumpeneinheit 41 sind mit Bezugszeichen versehen, die gegenüber dem Bezugszeichen des entsprechenden Elements der ersten Hydropumpeneinheit 1 um jeweils 40 erhöht sind.

An dem von der Messfläche 24 der ersten Hydropumpeneinheit 20 1 abgewandten Ende der ersten Verbindungsleitung 36 ist die erste Verbindungsleitung 36 mit der Arbeitsdruckleitung 53 der zweiten Hydropumpeneinheit 41 verbunden. Damit wird der in der Arbeitsleitung 45 der zweiten 25 Hydromotoreinheit 41 erzeugte Arbeitsdruck über die Arbeitsdruckzuleitung 53 der zweiten Hydropumpeneinheit 41 und die erste Verbindungsleitung 36 der Messfläche 24 des Summenleistungsregelventils 18 der ersten Hydropumpeneinheit 1 zugeführt.

30 Diese zusätzliche Kraft auf das Summenleistungsregelventil 18 der ersten Hydropumpeneinheit 1 bewirkt eine stärkere Verstellung der Pumpe 2 der ersten Hydropumpeneinheit 1 in Richtung eines kleineren Fördervolumens. Damit wird die insgesamt verfügbare Antriebsleistung der nicht dargestellten Antriebsmaschine in gegenseitiger Abhängigkeit 35 auf die erste Hydropumpeneinheit 1 und die zweite Hydropumpeneinheit 41 verteilt. Die beiden Hydropumpeneinheiten 1 und 41 werden dabei über die jeweilige

Antriebswelle 3 bzw. 43 entweder direkt oder aber über ein ebenfalls nicht dargestelltes Verteilergetriebe von der Antriebsmaschine angetrieben.

5    Entsprechend der Analogie im Aufbau der ersten Hydropumpeneinheit 1 und der zweiten Hydropumpeneinheit 41 ist eine zweite Verbindungsleitung 37 vorgesehen, durch welche der in der Arbeitsleitung 5 und damit der Arbeitsdruckzuleitung 13 der ersten Hydropumpeneinheit 1  
10    herrschende Arbeitsdruck der Messfläche 64 des Summenleistungsregelventils 58 der zweiten Hydropumpeneinheit 41 zugeführt wird. Damit wird auch umgekehrt die von der ersten Hydropumpeneinheit 1 aufgenommene Leistung bei der Einstellung des Stelldrucks für die Verstellvorrichtung 46 der zweiten Hydropumpeneinheit 41 berücksichtigt.

Zum Herstellen von kompakten Hydropumpeneinheiten ist es vorteilhaft, die Summenleistungsregelventile 18 bzw. 58  
20    als sogenannte Ventilpatronen in die Gehäuse der Hydropumpeneinheiten einzusetzen. In der Fig. 1 sind die jeweiligen Gehäuse durch die strichpunktierte Linie schematisch dargestellt, die alle innerhalb des Gehäuses befindlichen Elemente umgibt und die mit dem Bezugssymbol 1 bezeichnet ist. Neben den Summenleistungsregelventilen 18 und 58 sind auch die Druckregelventile 16 und 56 vorzugsweise als Ventilpatronen ausgeführt und werden in eine entsprechende Bohrung in dem Gehäuse der jeweiligen Hydropumpeneinheit 1 bzw. 41 eingesetzt.

30    Ein bevorzugtes Ausführungsbeispiel einer solchen Ventilpatrone 81 eines Summenleistungsregelventils 18 und 58 der erfindungsgemäßen Summenleistungsregelvorrichtung ist in der Fig. 2 dargestellt.

35    Die Ventilpatrone 81 wird in eine dafür vorgesehene Öffnung des Gehäuses der ersten Hydropumpeneinheit 1 und der zweiten Hydropumpeneinheit 41 eingesetzt. Zum Fixieren der Ventilpatrone 81 ist an einem Ventilgehäuse 82 ein

Gewinde vorgesehen, welches in ein korrespondierendes Gewinde des Gehäuses der Hydropumpeneinheit eingeschraubt wird und dabei mittels eines Dichtrings 83 abgedichtet wird. Auf der in das Gehäuse der Hydropumpeneinheit 5 hineinragenden Seite des Ventilgehäuses 82 schließt sich in axialer Richtung eine Ventilhülse 84 an.

Die Ventilhülse 84 wird axial durch eine abgestufte Ausnehmung durchdrungen, in die ein Ventilkolben 85 10 eingesetzt ist. Dieser Ventilkolben 85 weist an einem Ende einen Fortsatz 86 auf, der aus der Ventilhülse 84 in Richtung des Ventilgehäuses 82 geringfügig herausragt. Das Ventilgehäuse 82 weist ebenfalls eine als Sackloch ausgeführte zentrale Ausnehmung auf, in die eine erste Feder 87 und eine zweite Feder 88 eingesetzt sind. Die 15 erste Feder 87 und die zweite Feder 88 sind als Druckfedern ausgeführt und werden von der einen Federraum 89 ausbildenden zentralen Ausnehmung des Ventilgehäuses 82 aufgenommen.

20

Die erste Feder und die zweite Feder 87 und 88 stützen sich jeweils an einem ersten Federsitz 90 und einem zweiten Federsitz 91 ab. Der erste Federsitz 90 weist in der Mitte eine sich in axialer Richtung erstreckende 25 Zentrierung für die erste Feder 87 und die zweite Feder 88 auf, die von einer Längsbohrung 92 durchdrungen wird. Der erste Federsitz 90 besitzt eine im wesentlichen scheibenförmige Geometrie, die auf der von der Zentrierung abgewandten Seite eine Vertiefung aufweist, in die der 30 Fortsatz 86 des Ventilkolbens 85 eingreift, so dass zwischen dem Ventilkolben 85 und dem ersten Federsitz 90 in axiale Richtung Druckkräfte übertragen werden können.

An dem gegenüberliegenden Ende des Federraums 89 ist der 35 zweite Federsitz 91 angeordnet, der an einer Seite wiederum eine Vertiefung und an der der Vertiefung gegenüberliegenden Seite eine Zentrierung zum Zentrierung der ersten Feder 87 und der zweiten Feder 88 aufweist. In die Vertiefung des zweiten Federsitzes 91 greift ein Ende

einer Einstellschraube 93 ein. Die Einstellschraube 93 ist in ein in dem Ventilgehäuse 82 angeordnetes Gewinde eingeschraubt, so dass durch weiteres Einschrauben der Einstellschraube 93 der Abstand zwischen dem ersten 5 Federsitz 90 und dem zweiten Federsitz 91 verringert werden kann. Somit lässt sich durch Verdrehen der Einstellschraube 93 die Spannung der ersten Feder 87 und der zweiten Feder 88 verändern und damit die Kennlinie des Summenleistungsregelventils 18 bzw. 58 einstellen. Um ein 10 unbeabsichtigtes Verdrehen der Einstellschraube 93 zu verhindern, wird die Einstellschraube 93 mit Hilfe einer Kontermutter 94 gegen das Ventilgehäuse 82 gekontert. Eine weitere Schutzmaßnahme ist das Aufschrauben einer Gewindekappe 95, die eine Verschmutzung oder Korrosion der 15 Einstellschraube 93 verhindert.

Der Fortsatz 86 ist an einem Ende des Ventilkolbens 85 stirnseitig angeordnet und näherungsweise kalottenförmig ausgeführt. An der gegenüberliegenden Stirnseite 96 des 20 Ventilkolbens 85 ist dagegen eine Ausnehmung 97 ausgebildet. Diese Ausnehmung 97 dient der Aufnahme des aus Fig. 1 bekannten Stößels 23 und kann zu dessen Fixierung auch mit einem Innengewinde versehen sein.

25 Ausgehend von dem Fortsatz 86 weist der Ventilkolben 85 einen ersten Führungsabschnitt 98, axial davon beanstandet einen zweiten Führungsabschnitt 99 und einen erneut mit einem axialen, größeren Abstand hierzu angeordneten dritten Führungsabschnitt 100 auf. Dieser dritte 30 Führungsabschnitt 100 ist axial in dem Bereich der Ausnehmung 97 angeordnet und weist einen vorzugsweise identischen Durchmesser auf wie der zweite Führungsabschnitt 99. Demgegenüber ist der erste Führungsabschnitt 98 in seinem Durchmesser vergrößert.

35

Diese radiale Erweiterung des Ventilkolbens 85 erzeugt an dem in Richtung der Stirnseite 96 orientierten Ende des ersten Führungsabschnitts 98 eine Ringfläche 101, die der Messfläche 24 bzw. 64 der ersten Hydropumpeneinheit 1 bzw.

der zweiten Hydropumpeneinheit 41 der Fig. 1 entspricht. Die durchgehende Ausnehmung der Ventilhülse 84 weist entsprechend den unterschiedlichen Durchmessern des ersten Führungsabschnitts 98 und des zweiten und dritten 5 Führungsabschnitts 99 und 100 eine radiale Stufe 102 auf.

Diese radiale Stufe 102 ist entsprechend dem Abstand zwischen dem ersten Führungsabschnitt 98 und dem zweiten Führungsabschnitt 99 axial versetzt zu der Ringfläche 101 10 angeordnet, so dass zwischen der Ringfläche 101 und der radialen Stufe 102 ein ringförmige Raum 103 ausgebildet ist. Dieser ringförmige Raum 103 ist über radial angeordnete erste Bohrungen 104 mit einer auf der Außenseite der Ventilhülse 84 angeordneten umlaufenden 15 ersten Nut 105 verbunden. In diese umlaufende erste Nut 105 mündet seitens der ersten Hydropumpeneinheit 1 beispielsweise die erste Verbindungsleitung 36 aus, wie es in der Fig. 2 lediglich angedeutet ist.

20 Der erste Führungsabschnitt 98 und der zweite Führungsabschnitt 99 wirken mit den korrespondierenden Abschnitten der Ventilhülse 84 dichtend zusammen. Damit kann der ringförmige Raum z. B. über die erste Verbindungsleitung 36 mit einem Druck beaufschlagt werden, 25 der an der Ringfläche 101 eine hydraulische Kraft in axialer Richtung entgegen der Kraft der ersten Feder 87 und der zweiten Feder 88 erzeugt.

In Richtung der Stirnseite 96 des Ventilkolbens 85 30 schließt sich an den zweiten Führungsabschnitt 99 ein radial verjüngter Abschnitt 106 an, wodurch in diesem Bereich des Ventilkolbens 85 wiederum ein ringförmiger Raum entsteht, in den radial in der Ventilhülse 84 angeordnete zweite Bohrungen 107 ausmünden. Diese zweiten 35 Bohrungen 107 verbinden den ringförmigen Bereich, der um den radial verjüngten Abschnitt 106 ausgebildet ist, mit einer umlaufenden zweiten Nut 108, die an dem Umfang der Ventilhülse 84 angeordnet ist.

Der erste radial verjüngte Abschnitt 106 erstreckt sich bis zu einer ersten Steuerkante 111, die durch eine erneute radiale Erweiterung des Ventilkolbens 85 ausgebildet wird. Wenn sich der Ventilkolben 85 in seiner 5 in der Fig. 2 dargestellten mittleren Position befindet, werden dritte Bohrungen 109, die in der Ventilhülse 84 radial angeordnet sind und in eine umlaufende dritte Nut 110 ausmünden, gerade durch die erste Steuerkante 111 abgedeckt, so dass zwischen den dritten Bohrungen 109 und 10 den zweiten Bohrungen 107 kein Druckmittelfluss möglich ist. In Richtung der Stirnseite 96 ist an dem Ventilkolben 85 weiterhin eine zweite Steuerkante 115 durch eine radiale Stufe ausgebildet, an die sich ein zweiter radial verjüngter Abschnitt 112 anschließt, der sich bis zu dem 15 dritten Führungsabschnitt 100 erstreckt.

Die zweite Steuerkante 115 ist dabei erneut so angeordnet, dass in einer mittleren Position des Ventilkolbens 85 eine Verbindung von den dritten Bohrungen 109 und zu den in dem 20 Bereich des zweiten radial verjüngten Abschnitts 112 angeordneten vierten Bohrungen 113 nicht hergestellt ist. In dieser Position des Ventilkolbens 85 ist damit von den dritten Bohrungen 109 weder zu den zweiten Bohrungen 107 noch zu den vierten Bohrungen 113 ein durchströmbarer 25 Querschnitt vorhanden. In diesem Gleichgewichtszustand wird damit der Stelldruck in der Stelldruckkammer 12 nicht verändert und das eingestellte Fördervolumen bleibt konstant.

30 Verschiebt man dagegen durch eine hydraulische Kraft an der Ringfläche 101 oder eine an der Stirnseite 96 des Ventilkolbens 85 angreifende größere Kraft den Ventilkolben 85 entgegen der Kraft der ersten Feder 87 und der zweiten Feder 88, so gibt die zweite Steuerkante 115 einen durchströmbareren Querschnitt frei, über den die dritten Bohrungen 109 und die vierten Bohrungen 113 miteinander verbunden sind.

Eine Verringerung der entgegen der Federkraft auf den Ventilkolben 85 wirkenden Kräfte hat eine entgegengesetzte Bewegung des Ventilkolbens 85 zur Folge, so dass in diesem Fall die erste Steuerkante 111 einen durchströmbarer Querschnitt freigibt, über den die dritten Bohrungen 109 diesmal mit den zweiten Bohrungen 107 verbunden werden. Dies bedeutet, dass, wie es in der Fig. 2 durch die Bezugszeichen 17, 20 und 21 angedeutet ist, die zweiten Bohrungen mit dem Tankkanal 21, die dritten Bohrungen mit dem Verbindungskanal 17 und die vierten Bohrungen 113 mit dem Anschlusskanal 20 verbunden sind.

Die Anordnung der Bohrungen in axialer Richtung wird bevorzugt so durchgeführt, wie es das Ausführungsbeispiel der Fig. 2 zeigt, also so, dass die ersten Bohrungen 104, über die der ringförmige Raum 103 und damit die Ringfläche 101 mit dem Arbeitsdruck der jeweils anderen Hydropumpeneinheit beaufschlagt wird, zwischen dem Federraum 89 und den zweiten Bohrungen 107 angeordnet sind. Da die zweiten Bohrungen 107 über den Tankkanal 21 mit dem Tankvolumen 27 der Hydropumpeneinheit verbunden sind und auch der Federraum 89 drucklos ist, ist sowohl ein Leckageweg des Druckmittels aus dem ringförmigen Raum 103 vorbei an dem ersten Führungsabschnitt 98 als auch an dem zweiten Führungsabschnitt 99 vorbei gegeben, wobei das entweichende Leckagefluid jeweils über ein angrenzendes druckloses Volumen in das Tankvolumen 27 abgeführt wird. Der Federraum 89 ist hierzu über eine Ablaufbohrung 116 ebenfalls an das Tankvolumen 27 gekoppelt.

30

Die Erfindung ist nicht auf das beschriebene Ausführungsbeispiel beschränkt und zum Beispiel auch im geschlossenen Kreislauf anwendbar. Ferner sind sämtliche beschriebene oder gezeichnete Merkmale beliebig miteinander kombinierbar.

**Ansprüche**

1. Summenleistungsregelvorrichtung für zumindest zwei Pumpen (2, 42), die an jeweils eine Arbeitsleitung (5, 45) angeschlossen sind und deren Fördervolumen durch jeweils eine Verstellvorrichtung (6, 46) separat einstellbar ist, wobei ein auf die Verstellvorrichtung jeweils einwirkender Stelldruck durch ein Summenleistungsregelventil (18, 58) einstellbar ist,
- 10 dadurch gekennzeichnet,  
dass jedes Summenleistungsregelventil (18, 58) eine Messfläche (24, 64) aufweist, wobei die Messfläche (24, 64) des Summenleistungsregelventils (18, 58) der einen Pumpe (2, 42) mit einem Arbeitsdruck der jeweils anderen Pumpe (42, 2) unmittelbar beaufschlagt ist.
- 15  
2. Summenleistungsregelvorrichtung nach Anspruch 1,  
dadurch gekennzeichnet,  
dass die Summenleistungsregelventile (18, 58) als Ventilpatronen (81) mit jeweils einem Ventilkolben (85) ausgebildet ist.
- 20  
3. Summenleistungsregelvorrichtung nach Anspruch 2,  
dadurch gekennzeichnet,  
25 dass an dem Ventilkolben (85) eine Ringfläche (101) ausgebildet ist, die die Messfläche (24, 64) bildet.
4. Summenleistungsregelvorrichtung nach Anspruch 3,  
dadurch gekennzeichnet,  
30 dass die Ringfläche (101) so ausgebildet ist, das sie in der Ventilpatrone (81) in axialer Richtung zwischen zwei mit einem Tankvolumen (27) verbundenen Räumen (89) angeordnet ist.
- 35 5. Summenleistungsregelvorrichtung nach einem der Ansprüche 2 bis 4,  
dadurch gekennzeichnet,  
dass der Ventilkolben (85) eines Summenleistungsregelventils (18, 58) einer Pumpe (2, 42) mit einer der

Leistung dieser Pumpe (2, 42) proportionalen Kraft gleichsinnig zu der an der Messfläche (101) angreifenden hydraulischen Kraft beaufschlagbar ist.

5 6. Summenleistungsregelvorrichtung nach Anspruch 5,  
dadurch gekennzeichnet,  
dass die an der Messfläche (24, 64) angreifende  
hydraulische Kraft und die der Leistung proportionale  
Kraft den Ventilkolben (85) entgegen einer an einem  
10 stirnseitigen Ende sich abstützenden Feder (87, 88)  
beaufschlagen.

7. Summenleistungsregelvorrichtung nach einem der  
Ansprüche 1 bis 6,  
15 dadurch gekennzeichnet,  
dass die Messfläche (24, 64) des Summenleistungsregel-  
ventils (18, 58) der einen Pumpe (2, 42) zum Zuführen des  
Arbeitsdrucks der anderen Pumpe (42, 2) über eine  
Verbindungsleitung (36, 37) mit einer Arbeitsleitung (45,  
20 5) der anderen Pumpe (42, 2) verbunden ist.

**Zusammenfassung**

Die Erfindung betrifft eine Summenleistungsregelvorrichtung für zwei Pumpen (2, 42), die an jeweils eine Arbeitsleitung (5, 45) angeschlossen sind. Das Fördervolumen der Pumpen (2, 42) ist durch jeweils eine Verstellvorrichtung (6, 46) separat einstellbar, wobei ein in der jeweiligen Verstellvorrichtung (6, 46) jeweils 10 wirkender Stelldruck durch ein Summenleistungsregelventil (18, 58) einstellbar ist. Das Summenleistungsregelventil (18, 58) weist eine Messfläche (24, 64) auf, wobei die Messfläche (24, 64) des Summenleistungsregelventils (18, 58) der einen Pumpe (2, 42) mit einem Arbeitsdruck der anderen Pumpe (42, 2) unmittelbar beaufschlagt ist.

(Fig. 1)

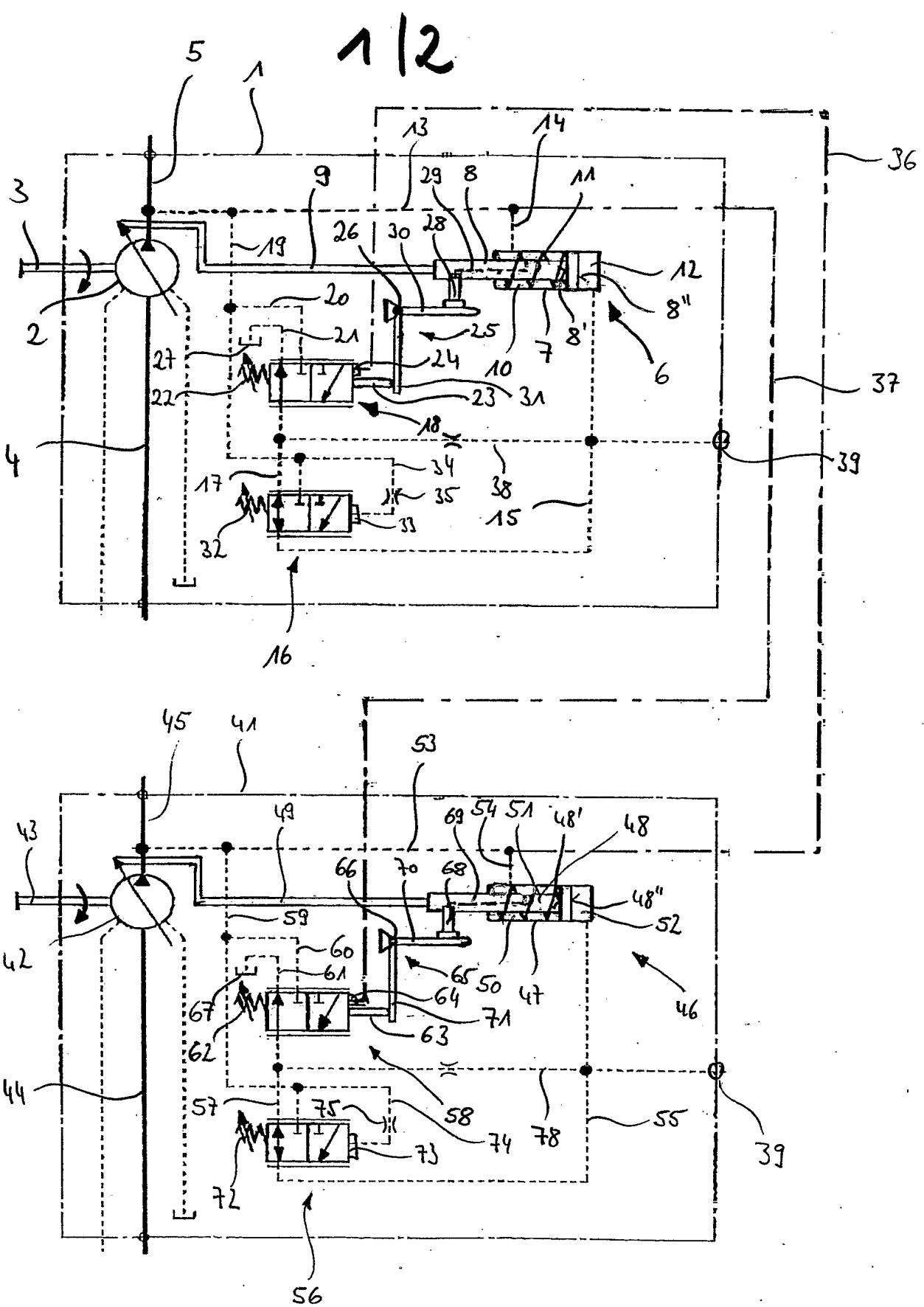


Fig. 1

ב'ג'א'

2/2

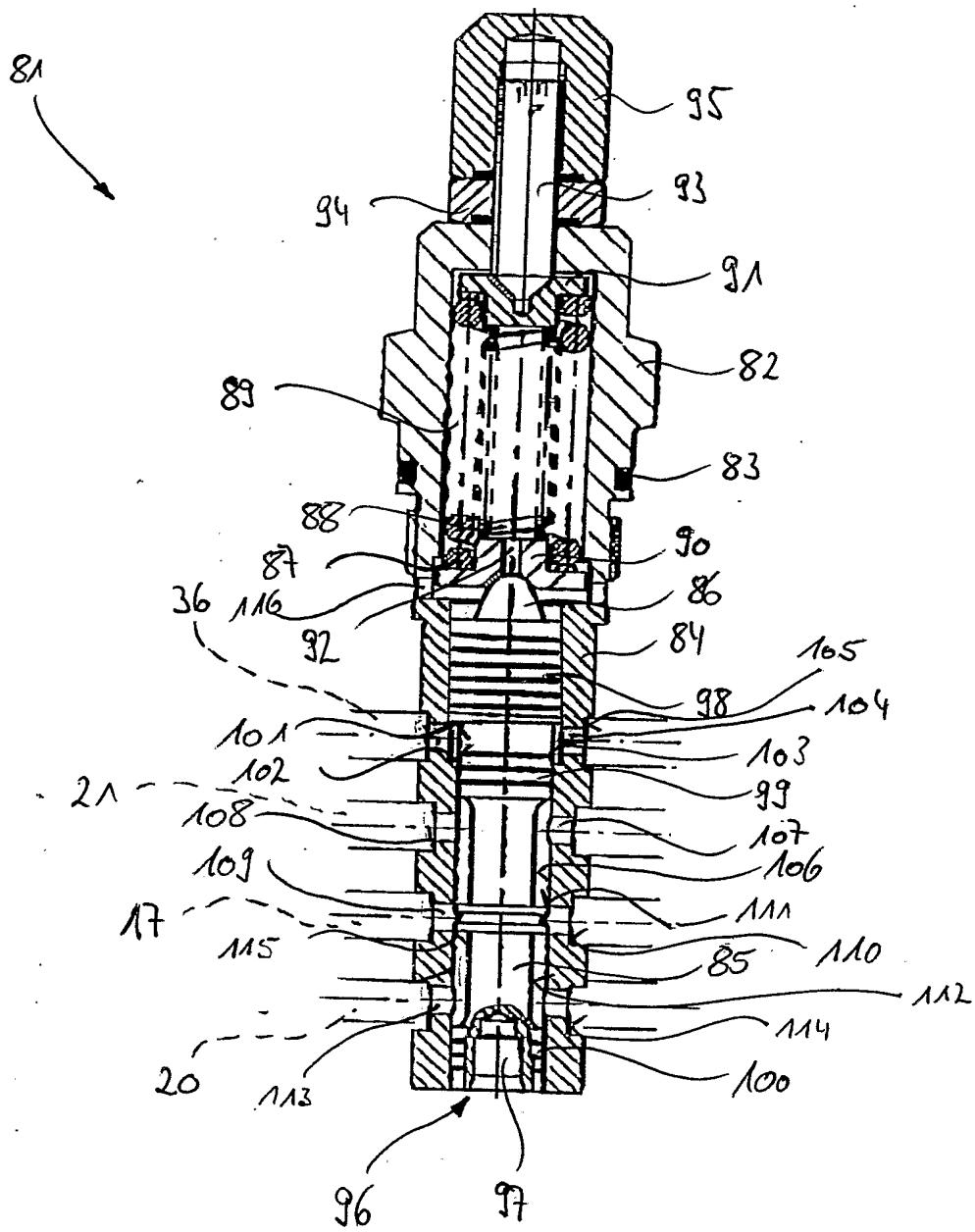


Fig. 2